

Ref. 2

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-140657

(43)Date of publication of application : 22.05.2001

(51)Int.Cl.

F02C 3/30

F01K 21/04

F02C 3/14

F02C 6/18

F02C 7/16

F02C 9/28

(21)Application number : 11-328594

(71)Applicant : OSAKA GAS CO LTD

(22)Date of filing : 18.11.1999

(72)Inventor : HISAKADO YOSHINORI

SUGIYAMA OSAMU

KUBOTA YASUKI

CHO TAISEI

ARAI NORIO

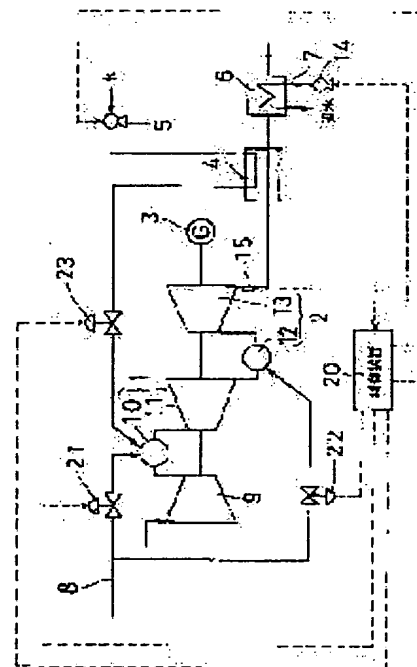
FURUHATA TOMOHIKO

(54) GAS TURBINE COGENERATION DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve the efficiency of generation in partial load by using a gas turbine cogeneration device.

SOLUTION: A first-stage combustor 10 and a second-stage combustor 12 are used for two-stage combustion and a generator 3 is rotationally driven to generate power. Exhaust gas from a second-stage gas turbine 13 is used as heat source for an exhaust heat boiler 4 from which steam is generated. The steam is injected into the first-stage combustor 10 via a steam valve 23 and used for premix with fuel and for flame cooling. The temperature of exhaust gas at the exit of the second-stage gas turbine 13 does not exceed 72 degrees C and a control device controls the amount of fuel supplied to the first-stage combustor 10 and the second-stage combustor 12 while regulating a first fuel valve 21 and a second fuel valve 22, so that the temperature of the exhaust gas at the exit of the first-stage combustor 10 is kept at 1200 degrees C or so.



* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.**** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

to raise synthetic energy efficiency in a cogeneration system. The use of the concentrated type heat energy which makes plant etc. representation to use of distributed type heat energy like a cogeneration system of synthetic efficiency is also improving every year, using LNG as fuel. Since the coefficient of performance (COP) of heat pump type air conditioning and the heater of an electric drive is becoming five or more, synthetic efficiency is becoming quite high even if it performs air conditioning and heating using commercial power.

[0003] A gas turbine and a gas engine are used for the cogeneration system using body fuel, such as town gas, as a thermomotor. It is easy for the direction of a gas turbine to miniaturize a device, and generating of NOx also has them. [few] However, since a gas turbine is generally inefficient, an improvement of efficiency is needed when using a gas turbine.

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] As mentioned above, the generation efficiency of the newest LNG power station tends to increase increasingly. The efficiency of the improved combined cycle (Advanced Combined Cycle) in which the turbine inlet temperature of combustion (Turbine Inlet Temperature) is 1500 ** has reached to 58%. Since the coefficient of performance of heat pump type air conditioning and the heater of an electric drive is becoming five or more, a possibility that an electromotive air conditioner will also be a field of energy efficiency, and will improve rather than a distributed type cogeneration system as synthetic efficiency from power generation to an air conditioning is coming out. However, if the turbine inlet combustion gas side temperature will be 1500 **, heat-resistant materials usable as a gas turbine etc. will be limited, and it will become expensive.

[0005] In a large-scale LNG power station, even if the gas turbine used at such a high temperature is expensive, profit can fully be taken by Kougami of generation efficiency. However, it will become difficult to take profit, if a scale uses the gas turbine of an expensive high temperature service with a small gas turbine cogeneration system as compared with a thermal power plant.

[0006] In a cogeneration system, while aiming at effective use of exhaust heat, the pliability which can respond to change of the demand of electric power or heat is also needed. Economically, the generation efficiency of an usable gas turbine is about 33% in a 6000-kW class, and has stopped at the quite low level at the present cogeneration system. And if load decreases and it becomes part load, generation efficiency will fall further. Since exhaust gas is eventually emitted into the atmosphere, it is necessary to suppress generating of NOx etc.

[0007] The purpose of this invention is to provide the gas turbine cogeneration device which can raise generation efficiency also in part load.

[0008]

[Means for Solving the Problem] A primary side burner which this invention mixes fuel gas with a steam, and is burned, A primary side gas turbine rotated with combustion gas from a primary side burner, and a secondary side burner which burns fuel gas using exhaust gas from a primary side gas turbine, Exhaust gas from a secondary side gas turbine rotated with combustion gas of a secondary side burner and a secondary side gas turbine is made into a heat source, An exhaust heat boiler which generates a steam and is supplied to a primary side burner, and an air compressor driven by a primary side gas turbine, While maintaining temperature of a dynamo driven by a secondary side gas turbine, a heat exchanger which collects latent heat of a steam contained in exhaust gas from an exhaust heat boiler, and combustion gas in a primary side combustor outlet near 1200 **, It is a gas turbine cogeneration device containing a control device controlled to suppress temperature of exhaust gas in a secondary side gas turbine exit by 720 **.

[0009] If this invention is followed, in a primary side burner and a primary side gas turbine, and a secondary side burner and a secondary side gas turbine, gas turbine equipment of two-stage combustion can be constituted, a dynamo can be rotated, and electric power can be generated. An exhaust heat boiler which generates a steam by making exhaust gas up to 720 ** from a secondary side gas turbine into a heat source is formed, with a primary side burner, it mixes with fuel gas, a steam from an exhaust heat boiler can be burned, relative concentration of oxygen gas can be adjusted, and burning conditions can be controlled. Since a steam cools a flame under

**. The secondary side burner 12 burns on the conditions that the turbine inlet temperature of combustion (TIT) to the secondary side gas turbine 13 serves as near 1100 **. However, it is difficult to detect the temperature over 1000 ** with sufficient accuracy. Then, the thermometric element 15 detects the temperature of the exhaust gas of secondary side gas turbine 13 exit to which temperature falls. The detected temperature is inputted into the control device 20. The control device 20 by controlling the steam valve 23 which adjusts the water vapor content injected to the 1st fuel valve 21 that adjusts the fuel supply to the primary side burner 10, the 2nd fuel valve 22 that adjusts the fuel supply to the secondary side burner 12, and the primary-side burner 10, The turbine inlet temperature of combustion to each gas turbine is controlled. The control device 20 also controls the water supply pump 5 and the warm water pump 14. According to this embodiment, while introducing the steam-cooling art of a burner into wings cooling and the coating technique pan of the newest hot gas turbine, the control method of the efficient gas turbine cogeneration system of a new concept of having aimed at recycling of water resources is used.

[0019] Drawing 2 shows the basic concept in the case of applying this embodiment to the system of a 2000-kW class, and main operating conditions. The keywords of a concept are two-step combustion, whole-quantity steam injection, and the latent heat recovery from exhaust gas. The steam of the whole quantity generated with the exhaust heat boiler 4 is injected to the 1st step gas turbine equipment 1, and is further burned two steps in process of expansion. When the rate of fuel supply to the secondary side burner 12 is 0%, secondary side gas turbine outlet temperature is same about 540 ** as a conventional type. If the rate of fuel supply to the secondary side burner 12 is increased and it raises to 29% as shown in drawing 2, the outlet temperature of the exhaust gas from the secondary side burner 12 will be 1100 **, and the outlet temperature of the exhaust gas from the secondary side gas turbine 13 will go up to 720 **. By this, the steamy yield from the exhaust heat boiler 4 increases. Simultaneously, since 1200 ** of exhaust gas outlet temperature from the primary side burner 10 is controlled uniformly, if the amount of steam injections increases, it will function as an increase effect in an air flow rate, and their fuel supply to the primary side burner 10 will increase. Therefore, the generation output from the dynamo 3 is substantially changeable in high generation efficiency by controlling a fuel flow to the secondary side burner 12 by the 2nd fuel valve 22, and raising the outlet temperature of the secondary side gas turbine 13 in this system.

[0020] The section composition of the gas turbine body 30 which can be used for this embodiment is shown in drawing 3. The left end of drawing 3 is the output pad 31 to the reduction gears for dynamos, and a right end is the exhaust frame 32. It is constituted from the left in a figure by the air compressor 9, the primary side burner 10 and the high tension system containing a primary side gas turbine, and the low voltage system of the secondary side burner 12 and the secondary side gas turbine 13. A high tension system is 45,000 rpm, a low voltage system is 30,000 rpm in different number of rotations, and in order to consider it as 1 axis structure, the reduction gears for synchronizing each turbine are formed.

[0021] It is in charge of determining the specification of a gas turbine, and it necessary to decide the conditions which are stabilized as for the fuel fed into the secondary side burner 12 in the exhaust gas of the hypoxic condition under steamy mixture, and burn. Then, the emission temperature of the exit of the primary side burner 10 of a high tension system and the secondary side combustion exit of a low voltage system was decided, process calculation was performed, and the temperature in two-stage combustion and an oxygen density were examined. In examination, steam cooling was applied to both burners so that high generation efficiency might be acquired. The designed value of the maker was adopted about the efficiency of the amount of air quenching of condition wings, the pressure loss of each component, the compressor, the turbine, and the dynamo.

[0022] Drawing 4 shows the heat-balance system used for process examination by this embodiment. In a figure, as for AC, the air compressor 9, HPC, and LPC correspond, respectively to a high voltage burner, i.e., a primary side burner, and the reheater 12, i.e., a downstream burner. The fluid numbers f5 and f9 in a figure are cooling air, high pressure turbine GT11, i.e., a primary side gas turbine, and low pressure turbine PT13, i.e., a secondary side gas turbine, and

adds a steam. In the first step, a NO_x generated amount will be about 1 ppm for the lean premixed combustion which added the steam. It is shown by the second step that, as for NO_x concentration, the exhaust gas used as an oxidizer is controlled by about 3 ppm for hypoxia concentration and flood steam concentration.

[0028] The feature of this system is shown below.

- If generation efficiency is not less than 40% and 7,000-kW class even 1,000-kW class, not less than 44% is obtained.
- It becomes two-stage combustion above middle load, and not less than 35% of the generation efficiency in that case is obtained.
- The generation efficiency in the 30% load of rating is the almost same 30% as the design-point efficiency of a conventional type.
- The NO_x value of the turbine exit by calculation is 10 ppm or less, and becomes unnecessary [a denitration plant].
- The same generation output is obtained with the air of the abbreviation 1/4 of a conventional type with which the output per exhaust gas size-comes, and goes.
- Since a lot of steams are included in exhaust gas, a boiler and a heat recovery facility can be made compact.
- With the latent-heat-recovery machine 6, about 55% of injection fuel is recoverable as about 75 ** warm water in the rated point of load.
- In types of industry, such as a hotel, a hospital, etc. which can use warm water effectively, 95% of total thermal efficiency is expectable.
- The condensates equivalent to boiler feedwater can be collected from the exhaust gas containing a steam, and precious water resources can be recycled.

[0029] Drawing 9 shows the generation efficiency of the 2000kW class gas turbine which applies this embodiment, and the part load performance of a warm temperature recovery amount. In not less than 1000 kW in a figure, it becomes two-stage combustion. In two-stage combustion, generation efficiency is not less than 35%, and if the collected warm water can be used for hot water supply or heating to 40 **, the total thermal efficiency over injection fuel (low-calorific-power standard) will also be not less than 90%. In not less than 1500 kW, generation efficiency will be 40% and total thermal efficiency will be not less than 95%.

[0030] Drawing 10 shows the relation between the inlet temperature of the primary side gas turbine 11 to a 2000-kW generation output, the inlet temperature to the secondary side gas turbine 13 and outlet temperature, and the amount of steaming. As shown in a figure, correlativity is between the outlet temperature from the primary side gas turbine 11, and a generation output. In order to lower an output to 1000 kW or less, the temperature of the exit of the primary side burner 10 is lowered. A generation output will be set to about 330 kW if the temperature of primary side burner 11 exit will be around about 1,000 **. This point serves as the almost same value as the capacity of the air compressor of a conventional-type gas turbine, or the design point of combustion temperature. This is the greatest feature of the gas turbine cogeneration device of this embodiment. That is, a big generation output can be attained at high efficiency from a small amount of air. If load falls, the yield of a steam falls, and since the steam partial pressure in exhaust gas falls, the dew point will fall. Therefore, the temperature of callable warm water falls gradually with the fall of an output from 75 ** of a design point, and it becomes about 65 ** by load 20%.

[0031] On condition that the next table 1 fulfills the conditions of the above-mentioned [gas turbine inlet temperature] by this embodiment, the generation output from the dynamo 9, the fuel supply to the primary side burner 10 and the secondary side burner 12, and a relation with the exhaust gas outlet temperature from the secondary side gas turbine 13 are shown. The control device 20 controls the 1st fuel valve 21 and the 2nd fuel valve 22 based on the outlet temperature which the thermometric element 15 detects.

[0032]

[Table 1]

12, it will rise by performing steam injection and will be 44.0% in the time of whole-quantity injection. On the other hand, a steamy yield is 1.8 kg/h per 1 kW of generation outputs at the time of one-step combustion, if based on this, it will increase according to the increase in an output, and the amount of the process steam used will reach by 2.3 times the standard at the time of two-stage combustion.

[0038]In evaluation by the same total thermal efficiency as the former to this embodiment, 93.4% and a high value are obtained also in one-step combustion by installing the latent-heat-recovery machine 6 with an emission temperature of 30 ** as a heat exchanger. This value reaches to the highest 95.8% in two-stage combustion. At the time of steam injection, it becomes fixed at about 95.6%. If the fuel-supply ratio to a steam generating boiler is not less than 10% in the case of the consumer who needs process steam, it will have become clear that the method of this embodiment is more advantageous rather than the combination method of ACC and a boiler. Next, the COP characteristic of the all directions type in air conditioning and heating is summarized in the next table 1, and is shown. It turns out that the method of this embodiment has high thermal efficiency in air conditioning and heating rather than the gas turbine cogeneration device and gas-engine cogeneration method of a conventional system. In particular, in whole-quantity steam injection, it turns out that it has the high COP characteristic to air conditioning by installation of the latent-heat-recovery machine 6. With the latent-heat-recovery machine 6, when exhaust gas is cooled to 30 **, the water of condensation more than the water supply amounts supplied to the exhaust heat boiler 5 is also obtained. Therefore, the cogeneration system of this embodiment can be said to be excelling also in the field of recycling of water resources as well as a fuel utilization ratio side.

[0039]The exergy efficiency of the gas turbine cogeneration system of the present minor class is about 42%, and is in a low situation compared with about 45% of gas-engine cogeneration systems. However, a gas turbine has few yields of NOx compared with a gas engine, and to an output, since equipment is compact, there is the strong point which becomes easy [management maintenance]. Therefore, as mentioned above, the highest effective output of electric power and a steam is 53%, and the effect from an energy-saving side that the gas turbine cogeneration device of this invention to which heat and an electric generation ratio can be changed a lot is big is expected.

[0040]

[Effect of the Invention]According to this invention, the exhaust heat boiler which generates a steam by making the exhaust gas from the ***** gas turbine of the gas turbine of two-stage combustion into a heat source is formed as mentioned above, With a primary side burner, it mixes with fuel gas and the steam from an exhaust heat boiler is burned, and generation efficiency can be raised even if it is a partial load condition. Since the latent heat of the steam contained in the exhaust gas from an exhaust heat boiler is collected by a heat exchanger, it is efficient and can use heat energy. And since a gas turbine is used, the yield of NOx can be lessened.

[0041]According to this invention, while a steam is uniformly injected by the primary side burner the object for premixing, and for flame cooling and preventing a flame failure, the temperature of combustion in an exit is easily maintainable at about 1200 **.

[0042]According to this invention, it can stop by 720 **, detecting the emission temperature in a secondary side gas turbine exit, and stable control can be performed so that the temperature of combustion in a primary side combustor outlet may be maintained by about 1200 **.

[0043]According to this invention, since the warm water for heating is generated with the heat collected by a heat exchanger, the heat energy which exhaust gas has as low-temperature warm water comparatively is efficiently recoverable.

[Translation done.]

* NOTICES *

[Translation done.]

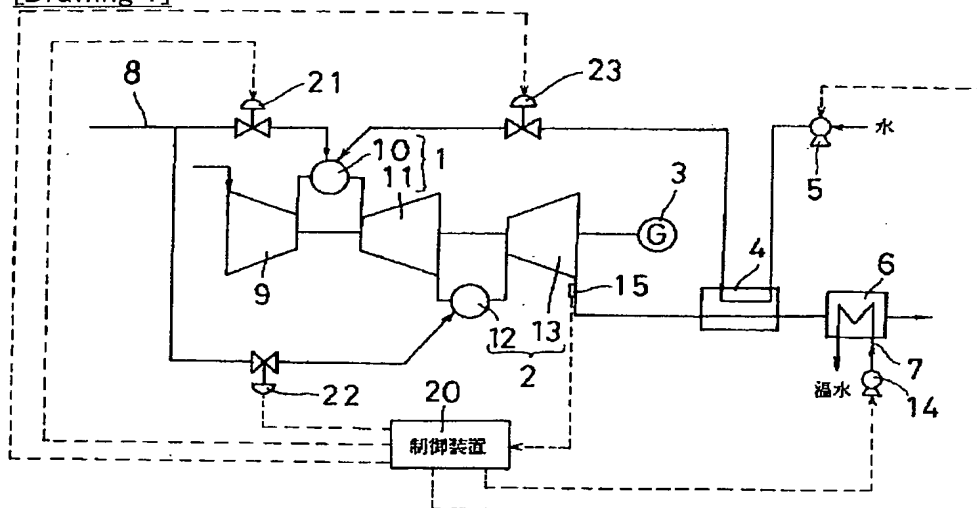
JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

2.**** shows the word which can not be translated.

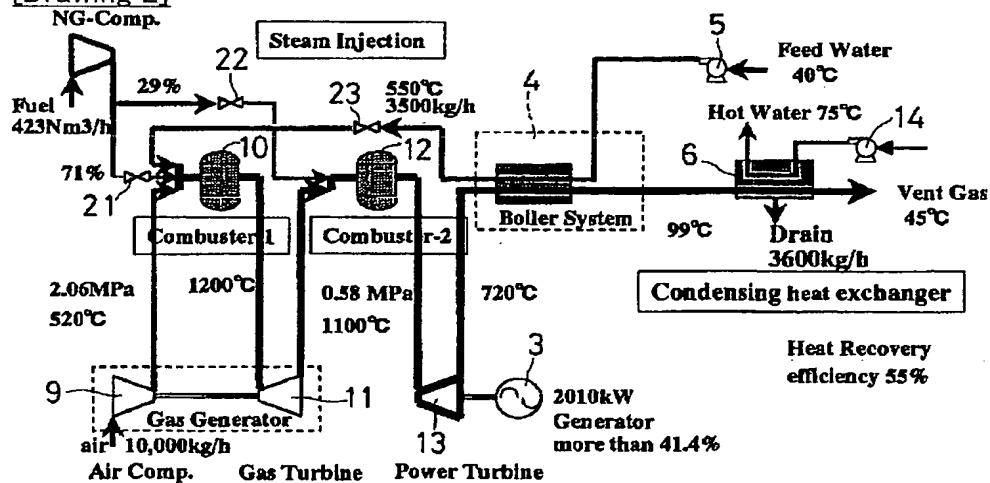
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

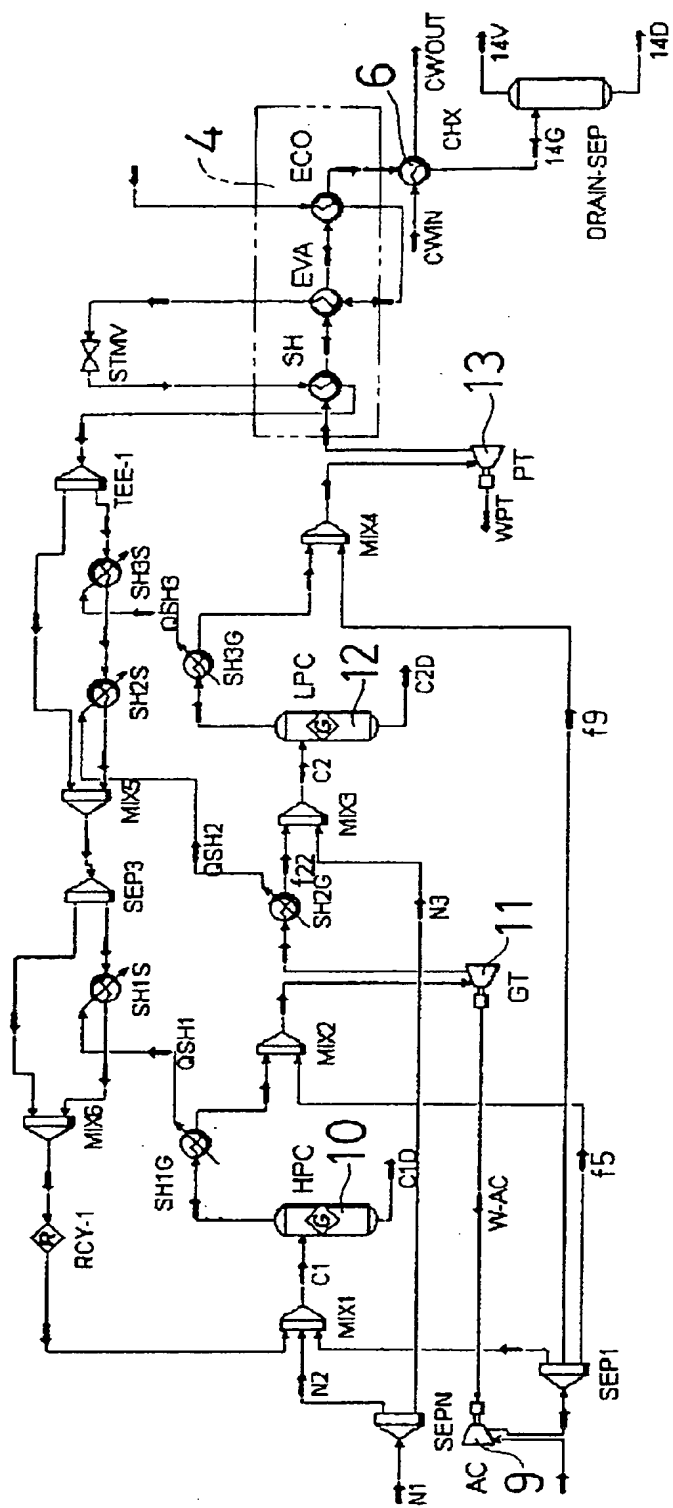
[Drawing 1]



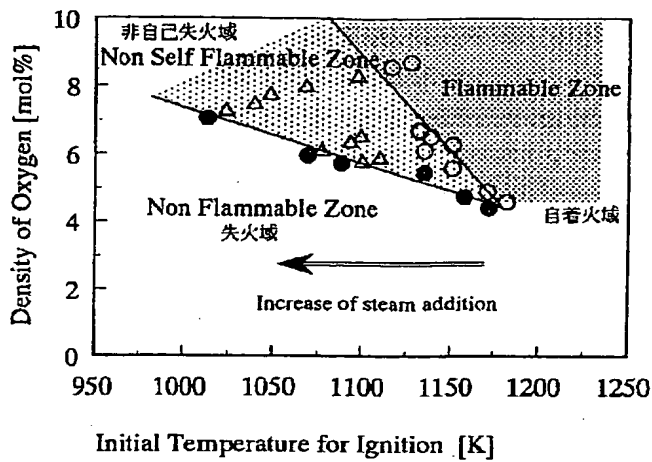
[Drawing 2]



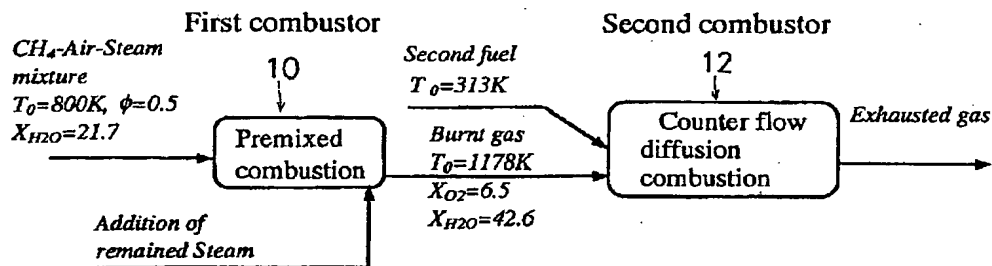
[Drawing 3]



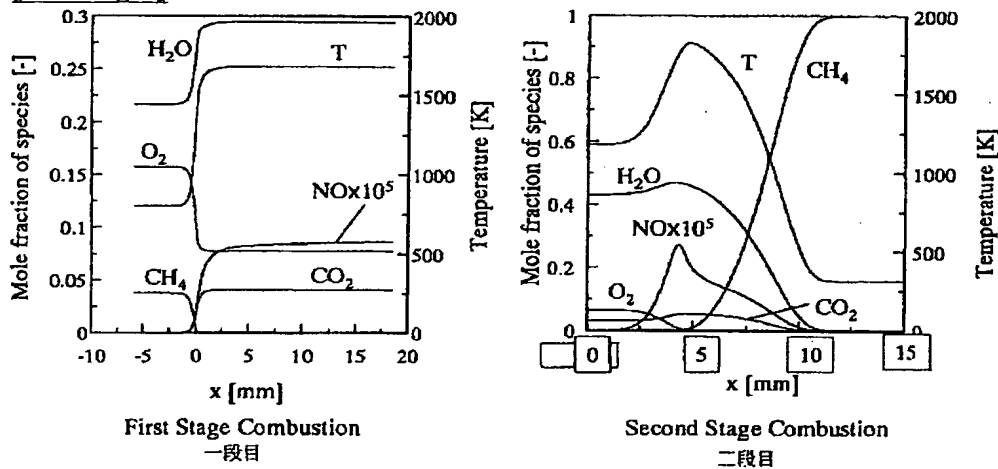
file:///C:/Documents and Settings/mtanimitsu/Mv Documents/JPOEn/JP-A-200... 2009/11/12



[Drawing 7]



[Drawing 8]



[Drawing 11]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-140657

(P2001-140657A)

(43) 公開日 平成13年5月22日 (2001.5.22)

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

F I

テーマコード* (参考)

F 0 2 C 3/30

F 0 2 C 3/30

C

F 0 1 K 21/04

F 0 1 K 21/04

A

F 0 2 C 3/14

F 0 2 C 3/14

A

6/18

6/18

A

Z

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 12 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号

特願平11-328594

(22) 出願日

平成11年11月18日 (1999.11.18)

(71) 出願人 000000284

大阪瓦斯株式会社

大阪府大阪市中央区平野町四丁目1番2号

(72) 発明者 久角 喜徳

大阪府大阪市中央区平野町四丁目1番2号

大阪瓦斯株式会社内

(72) 発明者 杉山 修

大阪府大阪市中央区平野町四丁目1番2号

大阪瓦斯株式会社内

(74) 代理人 100075557

弁理士 西教 圭一郎

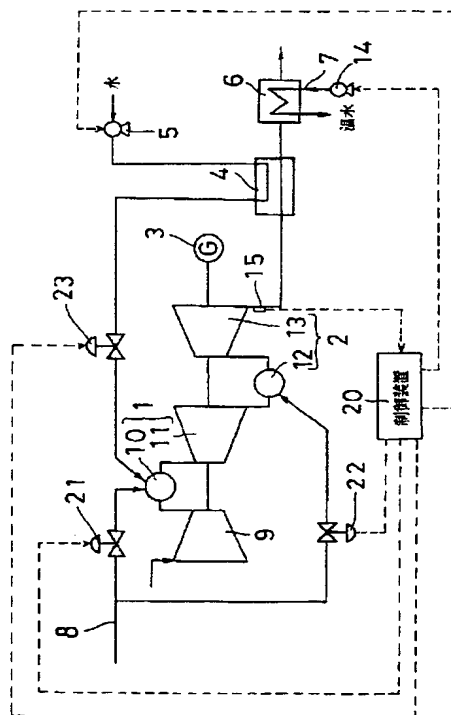
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ガスタービン・コージェネレーション装置

(57) 【要約】

【課題】 ガスタービン・コージェネレーション装置で部分負荷における発電効率を高める。

【解決手段】 一段側燃焼器10および二段側燃焼器12で2段燃焼を行い、発電機3を回転駆動して電力を発生させる。二段側ガスタービン13からの排ガスは、排熱ボイラ4の熱源となり、水蒸気を発生させる。水蒸気は、水蒸気弁23を介して一段側燃焼器10に噴射され、燃料との予混合用、および火炎冷却用に使用される。二段側ガスタービン13の出口の排ガス温度は720℃を超えないように、制御装置が第1燃料弁21および第2燃料弁22を調整して、一段側燃焼器10および二段側燃焼器12への燃料供給量を制御し、一段側燃焼器10からの出口排ガス温度を1200℃前後に維持する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ガス燃料を水蒸気と混合して燃焼させる一段側燃焼器と、
一段側燃焼器からの燃焼ガスで回転される一段側ガスタービンと、
一段側ガスタービンからの排ガスを用いてガス燃料を燃焼させる二段側燃焼器と、
二段側燃焼器の燃焼ガスで回転される二段側ガスタービンと、
二段側ガスタービンからの排ガスを熱源として、水蒸気を発生し、一段側燃焼器に供給する排熱ボイラと、
一段側ガスタービンによって駆動される空気圧縮機と、
二段側ガスタービンによって駆動される発電機と、
排熱ボイラからの排ガス中に含まれる水蒸気の潜熱を回収する熱交換器と、
一段側燃焼器出口での燃焼ガスの温度を 1200℃付近に維持するとともに、二段側ガスタービン出口での排ガスの温度を 720℃までに抑えるように制御する制御装置とを含むことを特徴とするガスタービン・コージェネレーション装置。

【請求項 2】 前記一段側燃焼器では、前記水蒸気が均等に予混合用と火炎冷却用とに分配して噴射されることを特徴とする請求項 1 記載のガスタービン・コージェネレーション装置。

【請求項 3】 前記二段側ガスタービン出口での排ガスの温度を検出する温度検出器をさらに含み、
前記制御装置は、温度検出器が検出する温度に基づいて、前記一段側燃焼器および前記二段側燃焼器への燃料流量、および一段側燃焼器に噴射する水蒸気の流量を調整し、前記発電機からの発電出力を制御することを特徴とする請求項 2 記載のガスタービン・コージェネレーション装置。

【請求項 4】 前記熱交換器では、熱交換によって暖房用の温水を発生させることを特徴とする請求項 1～3 のいずれかに記載のガスタービン・コージェネレーション装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、ガスタービンを用いて発電と熱エネルギーの発生とを行うガスタービン・コージェネレーション装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来から、省エネルギーやエネルギーの有効利用のために、コージェネレーション・システムが用いられている。コージェネレーション・システムでは、エンジンやタービンなどの熱機関の軸出力で発電機を駆動して電力を発生させるとともに、熱機関の排熱を熱源として、冷暖房や給湯などに利用し、総合的なエネルギー効率を高めるようにしている。コージェネレーション・システムのような分散型の熱エネルギーの利用に対し、発電

所などを代表とする集中型の熱エネルギーの利用でも、LNG を燃料として用い、総合的な効率は年々向上している。また、電気駆動のヒートポンプ式冷房・暖房装置の成績係数 (COP) は 5 以上となってきたので、商用電力を用いて冷房や暖房を行っても、総合的な効率はかなり高くなってきている。

【0003】 都市ガスなどの機体燃料を用いるコージェネレーション・システムには、熱機関としてガスタービンとガスエンジンとが用いられる。ガスタービンの方が装置を小形化することが容易であり、NOx の発生も少ない。ただし、ガスタービンは一般に効率が悪いので、ガスタービンを使用する場合は、効率の改善が必要となる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 前述のように、最新の LNG 火力発電所の発電効率は益々上がる傾向にあり、タービン入口燃焼ガス温度 (Turbine Inlet Temperature) が 1500℃である改良されたコンバインド・サイクル (Advanced Combined Cycle) の効率は 58% に達している。電気駆動のヒートポンプ式冷房・暖房装置の成績係数は 5 以上となってきたので、発電から冷暖房までの総合的な効率として、電動式の冷暖房装置でも、エネルギー効率の面で、むしろ分散型のコージェネレーション・システムよりも向上する可能性がでてきている。ただし、タービン入口燃焼ガス側温度が 1500℃となると、ガスタービンとして使用可能な耐熱材料などが限定され、高価になる。

【0005】 大規模な LNG 火力発電所などでは、このような高い温度で使用するガスタービンが高価であっても、発電効率の向上で充分に採算がとれる。しかしながら、火力発電所に比較して規模が小さいガスタービン・コージェネレーション・システムでは、高価な高温用のガスタービンを使用すると、採算をとることが困難になってしまう。

【0006】 コージェネレーション・システムでは、排熱の有効利用を図るとともに、電力や熱の需要の変化に対応しうる柔軟性も必要となる。現行のコージェネレーション・システムで経済的に使用可能なガスタービンの発電効率は、6000kW のクラスで約 33% であって、かなり低い水準に止まっている。しかも、負荷が減少して部分負荷になると、発電効率はさらに低下してしまう。また、排ガスは最終的に大気中に放出されるので、NOx などの発生を抑える必要もある。

【0007】 本発明の目的は、部分負荷においても発電効率を高めることができるガスタービン・コージェネレーション装置を提供することである。

【0008】

【課題を解決するための手段】 本発明は、ガス燃料を水蒸気と混合して燃焼させる一段側燃焼器と、一段側燃焼器からの燃焼ガスで回転される一段側ガスタービンと、

一段側ガスタービンからの排ガスを用いてガス燃料を燃焼させる二段側燃焼器と、二段側燃焼器の燃焼ガスで回転される二段側ガスタービンと、二段側ガスタービンからの排ガスを熱源として、水蒸気を発生し、一段側燃焼器に供給する排熱ボイラと、一段側ガスタービンによって駆動される空気圧縮機と、二段側ガスタービンによって駆動される発電機と、排熱ボイラからの排ガスに含まれる水蒸気の潜熱を回収する熱交換器と、一段側燃焼器出口での燃焼ガスの温度を1200℃付近に維持するとともに、二段側ガスタービン出口での排ガスの温度を720℃までに抑えるように制御する制御装置とを含むことを特徴とするガスタービン・コージェネレーション装置である。

【0009】本発明に従えば、一段側燃焼器および一段側ガスタービンと、二段側燃焼器および二段側ガスタービンとで、二段燃焼のガスタービン装置を構成し、発電機を回転駆動して電力を発生させることができる。二段側ガスタービンからの720℃までの排ガスを熱源として水蒸気を発生する排熱ボイラを設け、排熱ボイラからの水蒸気を一段側燃焼器でガス燃料と混合して燃焼させ、酸素ガスの相対的な濃度を調整し、燃焼条件を制御することができる。また水蒸気は燃焼中の火炎を冷却するので、二段側ガスタービンに導入する排ガスの温度を1200℃付近に高め、部分負荷状態であっても、発電効率を上昇させることができる。排熱ボイラからの排ガスに含まれる水蒸気の潜熱は、熱交換器で回収されるので、熱エネルギーを高効率で利用することができる。しかも、ガスタービンを利用するので、NO_xの発生量を少なくすることができる。

【0010】また本発明の前記一段側燃焼器では、前記水蒸気が均等に予混合用と火炎冷却用とに分配して噴射されることを特徴とする。

【0011】本発明に従えば、一段側燃焼器に水蒸気が予混合用と火炎冷却用とに均等に噴射されるので、失火を防止するとともに、出口での燃焼ガス温度を容易に1200℃程度に維持することができる。

【0012】また本発明は、前記二段側ガスタービン出口での排ガスの温度を検出する温度検出器をさらに含み、前記制御装置は、温度検出器が検出する温度に基づいて、前記一段側燃焼器および前記二段側燃焼器への燃料流量、および一段側燃焼器に噴射する水蒸気の流量を調整し、前記発電機からの発電出力を制御することを特徴とする。

【0013】本発明に従えば、温度検出器は、720℃までに抑える二段側ガスタービン出口での排ガス温度を検出すればよいので、比較的容易に精度の高い検出を行うことができる。制御装置は、検出される温度に従って、一段側燃焼器および二段側燃焼器への燃料流量、および一段側燃焼器に噴射する水蒸気の流量を調整し、一段側燃焼器出口での燃焼ガス温度が1200℃程度に維

持されるように、安定な制御を行うことができる。

【0014】また本発明の前記熱交換器では、熱交換によって暖房用の温水を発生させることを特徴とする。

【0015】本発明に従えば、排熱ボイラからの排ガスに含まれる蒸気の潜熱を回収して、暖房用の温水を発生させることができるので、比較的低温の温水として、排ガスの熱エネルギーを有効に回収することができる。

【0016】

【発明の実施の形態】図1は、本発明の実施の一形態としての基本的な構成を示す。本実施形態のガスタービン・コージェネレーション装置では、一段側ガスタービン装置1および二段側ガスタービン装置2で、二段の同芯2軸型ガスタービン装置を構成し、発電機3を回転駆動する。二段側ガスタービン装置2からの排ガスは、排熱ボイラ4の熱源となって、水供給ポンプ5から供給される水を蒸発させ、水蒸気を発生させる。発生した水蒸気は、一段側ガスタービン装置1で燃焼する燃料と混合される。排熱ボイラ4からの排ガスは、熱交換器である潜熱回収器6を通る。潜熱回収器6は、主として排ガスに含まれる水蒸気の潜熱を回収するために、排ガスと温水7とを熱交換する。排ガスは、潜熱回収器6で冷却され、大気中に放出される。燃焼排ガスを大気中にそのまま放出することができる燃料として、一段側ガスタービン装置1には都市ガス8を供給する。都市ガス8を燃焼させるための空気は、一段側ガスタービン装置1が回転駆動する空気圧縮機9によって圧縮して供給する。

【0017】一段側ガスタービン装置1は、一段側燃焼器10および一段側ガスタービン11によって構成される。二段側ガスタービン装置2は、二段側燃焼器12および二段側ガスタービン13によって構成される。一段側燃焼器10には、都市ガス8と空気圧縮機9で圧縮された空気とが供給され、都市ガス8が燃焼するとともに、排熱ボイラ4で発生される水蒸気も噴射される。また、二段側燃焼器12には、一段側ガスタービン11からの高温排気が導入されて、再燃焼が行われる。二段側燃焼器12にも、都市ガス8を供給して噴射することが可能である。二段側燃焼器12の燃焼ガスは、二段側ガスタービン13を回転駆動する。潜熱回収器6に温水を供給するために、温水ポンプ14が設けられている。

【0018】一段側燃焼器10は、出口温度、すなわち、一段側ガスタービン11へのタービン入口燃焼ガス温度(TIT)が1200℃付近となるような条件で燃焼を行う。二段側燃焼器12は、二段側ガスタービン13へのタービン入口燃焼ガス温度(TIT)が1100℃付近となるような条件で燃焼を行う。しかしながら、1000℃を超える温度を精度よく検出することは困難である。そこで、温度が低下する二段側ガスタービン13出口の排ガスの温度を、温度検出器15によって検出する。検出された温度は、制御装置20に入力される。制御装置20は、一段側燃焼器10への燃料供給量を調

整する第1燃料弁21、二段側燃焼器12への燃料供給量を調整する第2燃料弁22および1段側燃焼器10に噴射する水蒸気量を調整する水蒸気弁23を制御することによって、各ガスタービンへのタービン入口燃焼ガス温度を制御する。制御装置20は、水供給ポンプ5および温水ポンプ14も制御する。本実施形態では、最新の高温ガスタービンの翼冷却やコーティング技術さらに燃焼器の蒸気冷却技術を導入するとともに、水資源のリサイクルをめざした新しいコンセプトの高効率ガスタービン・コージェネレーションシステムの制御方法を用いている。

【0019】図2は、本実施形態を2000kWクラスのシステムに適用する場合の基本コンセプトと主要な運転条件とを示す。コンセプトのキーワードは、2段燃焼、全量蒸気噴射、排ガスからの潜熱回収である。排熱ボイラ4で発生した全量の蒸気を第1段目ガスタービン装置1に噴射し、さらに膨張の過程で2段燃焼させる。二段側燃焼器12への燃料供給率が0%の時は、二段側ガスタービン出口温度は、従来型と同じ約540℃である。図2に示すように、二段側燃焼器12への燃料供給率を増して29%に上げると、二段側燃焼器12からの排ガスの出口温度は1100℃となり、二段側ガスタービン13からの排ガスの出口温度は720℃まで上がる。これによって、排熱ボイラ4からの蒸気発生量が増す。同時に一段側燃焼器10からの排ガス出口温度は1200℃一定に制御されるため、蒸気噴射量が増加すると空気流量増加効果として機能し、一段側燃焼器10への燃料供給量が増える。したがって本システムでは、二段側燃焼器12への燃料流量を第2燃料弁22によって制御し、二段側ガスタービン13の出口温度を上げるこ

【0020】図3に本実施形態に用いることが可能なガスタービン本体30の断面構成を示す。図3の左端が発電機用減速機への出力パッド31であり、右端が排気フレーム32である。図中の左から空気圧縮機9、一段側燃焼器10、および一段側ガスタービンを含む高压系と、二段側燃焼器12および二段側ガスタービン13の低压系で構成される。高压系はたとえば45,000rpm、低压系はたとえば30,000rpmの異なる回転数であり、一軸構造とするため各タービンを同期させるための減速機を設ける。

【0021】ガスタービンの仕様を決定するにあたり、蒸気混在下の低酸素状態の排ガス中において二段側燃焼器12に投入された燃料が安定して燃焼する条件を決める必要がある。そこで高压系の一段側燃焼器10の出口と低压系の二段側燃焼出口の排ガス温度を決め、プロセス計算を行い、二段燃焼における温度、酸素濃度を検討した。検討に当り、高い発電効率が得られるように、両燃焼器には蒸気冷却を適用した。また動静翼の空気冷却

量、各構成要素の圧力損失、圧縮機、タービン、発電機の効率については、メーカーの設計値を採用した。

【0022】図4は、本実施形態でプロセス検討に用いるヒートバランス系統を示す。図においてACは空気圧縮機9、HPCおよびLPCは高压燃焼器すなわち一段側燃焼器と再燃器すなわち二次側燃焼器12にそれぞれ対応する。図中の流体番号f5およびf9は高压タービンGTすなわち一段側ガスタービン11と、低压タービンPTすなわち二段側ガスタービン13の冷却空気であり、燃焼温度に応じ適切な流量を採用する。またSH1G/S、SH2G/S、SH3G/Sは、蒸気冷却形式の燃焼器での熱負荷を与えるものである。排熱ボイラ4などを含むボイラーシステムは、給水予熱器ECO、蒸発器EVA、蒸気過熱器SHで構成される。排熱ボイラ4を出た排ガスは、潜熱回収熱交換器CHXで冷却されドレン14Dを回収される。

【0023】流体番号f22の温度と酸素濃度が、二段側燃焼器12に投入される燃料N3の安定燃焼性を左右する。すなわち、一段側燃焼器10の出口の温度を上げると、二段側燃焼器12での温度は上がるけれども、酸素濃度が下がる。逆に二段側燃焼器10の出口の温度を下げると、二段側燃焼器12内の酸素濃度は上がるけれども、温度が下がってしまう。また二段側燃焼器12からの出口の温度を上げ過ぎると、排熱ボイラ4からの水蒸気発生量が増え、発電出力は増しても、二段側燃焼器12内の酸素濃度が大幅に下がり、失火する恐れがある。そこで、プロセスの最適検討に合わせて、メタンの安定燃焼に関する実験ならびにその数値解析を行い、設計条件の妥当性を検証した。

【0024】図5は、燃焼実験装置40の概略的な構成を示す。ボイラ41で発生させた水蒸気を燃焼ガスと混合させ、その下流で燃焼ガス中に2段目のメタンを注入し、熱電対42による燃焼器43の内温度分布の測定、および燃焼器43からの出口ガス組成から2段目の燃焼状況を把握する。燃焼器43へは、空気圧縮機44から空気を供給し、ポンプ45から燃料としてのメタンを、流量調節器46を介して供給する。メタンの一部は、前述の2段目のメタンとして、燃焼器43の後半に供給する。燃焼器43からの排ガスは、分析装置47によってサンプリングされる。熱電対42によって検出される温度は、制御装置48に入力される。

【0025】図6は、図5の燃焼実験装置40を用いての実験によって得られた火炎安定形成のマップを示す。図中○印は自着火した実験値であり、△印は自着火することなくとも、着火した状態から蒸気量を増やしても失火しない実験値であり、●印は失火した実験値である。この実験結果から、図1のコージェネレーション・システムを実現させるための重要な運転条件を得ることができる。すなわち、図4の流体番号f22の条件として、約800℃以上(1073°K以上)の温度でかつ

6%以上の酸素濃度があれば、水蒸気の増加によつては失火しないことが判る。また蒸気噴射を行わない起動時には、一端、二段燃焼を行ない、二段燃焼器12の火炎を安定させれば、それ以降の蒸気噴射で出力を増やしていく過程では、△の失火しない領域で運転できることが判った。ちなみに、図1における2000kW定格出力での二段燃焼における温度と酸素濃度は、約870℃と約6.9%であり、投入された燃料は、常に自着火し拡散火炎で燃焼する。

【0026】図7は、二段燃焼と水蒸気添加とを行う燃焼システムのモデルを示す。本実施形態では、一段燃焼の火炎温度を抑えるため、排熱ボイラ4で発生した約半分の水蒸気（燃料と水蒸気の重量比では約1:6）を予混合燃焼器内に噴射し、残りの水蒸気を排ガスと混合する。すなわち、一段目は一次元予混合燃焼であり、二段目は排ガスと二段側燃焼器12用の燃料との対向流拡散火炎である。そこで、両燃焼器の燃焼特性やNO_x生成特性を検討するため、「詳細素反応機構GRI-Mech」と呼ばれるソフトウェアを用いて、コンピュータによる数値解析を行なった。

【0027】図8は、水蒸気を添加する二段燃焼での数値解析の結果を示す。一段目では、水蒸気を添加した希薄予混合燃焼のため、NO_x生成量は1ppm程度となる。二段目では、酸化剤となる排ガスが低酸素濃度かつ高水蒸気濃度のために、NO_x濃度は3ppm程度に抑制されることが示されている。

【0028】本システムの特徴を以下に示す。

- ・ 1,000kW級でも発電効率は40%以上、7,000kW級なら44%以上が得られる。
- ・ 中間負荷以上で二段燃焼となり、その場合の発電効率は35%以上が得られる。
- ・ 定格の30%負荷での発電効率は、従来型の設計点効率とほぼ同じ30%である。
- ・ 計算によるタービン出口のNO_x値は10ppm以下であり、脱硝設備が不要となる。
- ・ 排ガス当たりの出力が大きいく、従来型の約1/4の空気と同じ発電出力が得られる。
- ・ 排ガスに大量の水蒸気を含むため、ボイラや熱回収設備をコンパクトにすることができる。
- ・ 潜熱回収器6により、負荷の定格点では投入燃料の約55%を約75℃温水として回収できる。

・ 温水を有効活用できるホテルや病院などの業種では、総合熱効率95%が期待できる。

・ 水蒸気を含む排ガスからボイラ給水に相当する凝縮液を回収することができ、貴重な水資源をリサイクルすることができる。

【0029】図9は、本実施形態を適用する2000kW級ガスタービンの発電効率、温熱回収量の部分負荷特性を示す。図中の1000kW以上において、二段燃焼となる。二段燃焼では、発電効率は35%以上であり、回収した温水を40℃まで給湯や暖房に利用できれば、投入燃料（低発熱量基準）に対する総合熱効率も90%以上となる。また1500kW以上では、発電効率は40%となり、総合熱効率は95%以上となる。

【0030】図10は、2000kWの発電出力に対する一段側ガスタービン11の入口温度、二段側ガスタービン13への入口温度および出口温度と、水蒸気添加量との関係を示す。図から判るように、一段側ガスタービン11からの出口温度と発電出力との間には相関性がある。1000kW以下に出力を下げるには、一段側燃焼器10の出口の温度を下げる。一段側燃焼器11出口の温度が、約1,000℃前後になると発電出力は約330kWとなる。このポイントが、従来型ガスタービンの空気圧縮機の容量や燃焼温度の設計点とほぼ同じ値となる。このことが、本実施形態のガスタービン・コージェネレーション装置の最大の特徴である。すなわち、少量の空気から大きな発電出力を高い効率で達成することができる。また、負荷が下がると、水蒸気の発生量が下がり、排ガス中の水蒸気分圧が低下するため露点下がる。そのため、回収可能な温水の温度は設計点の75℃から出力の低下とともに徐々に下がり、20%負荷では約65℃となる。

【0031】次の表1は、本実施形態でガスタービン入口温度が前述の条件を満たすことを条件として、発電機9からの発電出力と、一段側燃焼器10および二段側燃焼器12への燃料供給量と、二段側ガスタービン13からの排ガス出口温度との関係を示す。制御装置20は、温度検出器15が検出する出口温度に基づいて、第1燃料弁21および第2燃料弁22を制御する。

【0032】

【表1】

発電出力 kW	一段側燃焼器燃料供給量 Nm ³ /h	二段側燃焼器燃料供給量 Nm ³ /h	出口温度 ℃
327	145	0	441
469	165	0	461
616	186	0	488
770	208	0	513
968	232	5.5	553
1108	242	20	580
1257	252	36.5	608
1429	265	54	635
1618	277	74	662
1812	289	96	690
2012	302	121	719

【0033】本実施形態のように、二段燃焼を行うには、空気圧縮機9の吐出圧力を、従来のガスタービン装置よりも高める必要がある。しかし、空気圧縮機9の耐熱強度の問題から、温度は500℃以下に抑える必要がある。そこで、空気圧縮機9の吐出圧力を2.1MPa、プロセス蒸気圧力を2.5MPa、外気温度を18℃の条件として、現状のタービン燃焼器や動静翼の冷却技術の動向から、タービン入口燃焼ガス温度(TIT)は前述のように、1200℃付近が適切である。

【0034】一般に、熱機関の性能評価は、エンタルピを基準として行われている。また、燃料あるいは電力を熱に変換する効率を評価する場合は、成績係数COP (thermal co-efficient of performance) が用いられている。しかしながら、COPは、電気や熱という質の異なるエネルギーを評価する場合には必ずしも適していない*

$$e = (h - h_o) - T_o (S - S_o) \quad \dots (1)$$

【0036】ここで、添字oは、標準での状態を表す。したがって、エクセルギを計算するためには、エンタルピとエントロピとが必要となる。これまでは、これらの数値の算出がエクセルギ評価は一般的な手法として普及していない。しかしながら、現在は物性推算手法のコンピュータ用プログラムが確立され、プロセスシミュレータによって混合成分の熱物性、輸送物性を容易に計算することができるようになっている。

【0037】図11は、一段燃焼の蒸気発生量を10とした場合の二段燃焼での蒸気発生量、有効エクセルギ効率、発電効率、および総合熱効率の変化をそれぞれ示す。有効エクセルギ効率は、一段燃焼の出力100時の50.8%から、出力約120のときに最高の53.1%となり、蒸気噴射量に応じて減少し、全量噴射時では46.6%となる。発電効率は、一段燃焼時の33.1%から、二段側燃焼器12への燃料供給量の増加に応じて、28.5%まで低下するけれども、蒸気噴射を行うことで上昇し、全量噴射時では44.0%となる。—

*い。コージェネレーション・システムのように、熱を電力に効率よく変換する技術の評価する必要がある場合には、熱を電力と等価のエネルギーとして評価することができ、また圧力や燃料の質を表すことができるエクセルギが適している。エクセルギを用いれば、熱機関で発生する損失の箇所と、その定量化を行うこともでき、熱量しか評価することができないエンタルピに比べて、省エネルギー設備への投資額と、削減することができるエネルギーコストとの関係をより厳密に取扱うこともできる。

【0035】エクセルギは、標準(大気圧力、大気温度)の状態と平衡するまでに、可逆的な状態変化させる際に得られる力学的仕事量を表す。定常流れの有する比エクセルギeは、比エンタルピhおよび比エントロピSを用いて、次の第1式で表される。

方、蒸気の発生量は、一段燃焼時の発電出力1kW当たり1.8kg/hで、これを基準とすれば、出力の増加に応じて増え、二段燃焼時においてプロセス蒸気使用量は、基準の2.3倍に達する。

【0038】本実施形態に対する従来と同様な総合熱効率による評価では、排ガス温度30℃の潜熱回収器6を熱交換器として設置していることにより、一段燃焼においても93.4%と高い値が得られている。この値は二段燃焼において最高の95.8%に達する。蒸気噴射時においては、ほぼ95.6%で一定となる。プロセス蒸気を必要とする需要家の場合、蒸気発生ボイラへの燃料供給比率が10%以上であれば、ACCとボイラとの組み合わせ方式よりも、本実施形態の方式の方が有利であることが判明している。次に、冷房および暖房の場合の各方式のCOP特性を、次の表1にまとめて示す。本実施形態の方式は、従来方式のガスタービン・コージェネレーション装置やガスエンジン・コージェネレーション方式よりも冷房および暖房において高い熱効率を有するこ

とが分かる。特に、全量蒸気噴射では、潜熱回収器6の設置によって、空調に対して高いCOP特性を有することが分かる。また潜熱回収器6で、排ガスを30℃まで冷却した場合は、排熱ボイラ5に供給する給水量以上の凝縮水も得られる。したがって本実施形態のコージェネレーション・システムは、燃料使用効率面はもちろん、水資源のリサイクルの面でも優れていると言える。

【0039】現状の中小クラスのカスタービン・コージェネレーション・システムのエクセルギ効率は、約42%であり、ガスエンジン・コージェネレーション・システムの約45%に比べて低い状況にある。しかしながら、カスタービンは、ガスエンジンに比べNOxの発生量が少なく、また出力に対して設備がコンパクトであるので、管理維持も容易となる長所がある。したがって、上述したように電力と蒸気との最高有効出力が53%であり、かつ熱と電気との発生割合を大きく変化させることができる本発明のカスタービン・コージェネレーション装置は省エネルギー面から大きな効果が期待される。

【0040】

【発明の効果】以上のように本発明によれば、二段燃焼のカスタービンの装二段側カスタービンからの排ガスを熱源として水蒸気を発生する排熱ボイラを設け、排熱ボイラからの水蒸気を一段側燃焼器でガス燃料と混合して燃焼させ、部分負荷状態であっても、発電効率を上昇させることができる。排熱ボイラからの排ガス中に含まれる水蒸気の潜熱は、熱交換器で回収されるので、熱エネルギーを高効率で利用することができる。しかも、カスタービンを利用するので、NOxの発生量を少なくすることができる。

【0041】また本発明によれば、一段側燃焼器に水蒸気が予混合用と火炎冷却用とに均等に噴射され、失火を防止するとともに、出口での燃焼ガス温度を容易に1200℃程度に維持することができる。

【0042】また本発明によれば、二段側カスタービン出口での排ガス温度を検出しながら720℃までに抑え、一段側燃焼器出口での燃焼ガス温度が1200℃程度に維持されるように、安定な制御を行うことができる。

【0043】また本発明によれば、熱交換器で回収する熱で暖房用の温水を発生させるので、比較的低温の温水として排ガスの有する熱エネルギーを効率的に回収することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の一形態の基本的な構成を示すブロック図である。

【図2】図1の実施形態を2000kWクラスのシステムに適用する場合の基本コンセプトと主要な運転条件とを示すプロセスフロー図である。

【図3】図1の実施形態に使用可能なカスタービン本体30の概略的な構成を示す断面図である。

【図4】図1の実施形態でプロセス検討に用いるヒートバランスシステムを示す図である。

【図5】図1の実施形態の二段燃焼についての燃焼実験装置40の概略的な構成を示す断面図である。

【図6】図5の燃焼実験装置40を用いての実験によって得られた火炎安定形成のマップである。

【図7】図1の実施形態で二段燃焼と水蒸気添加とを行う燃焼システムのモデルを示す図である。

【図8】図1の実施形態について、水蒸気を添加する二段燃焼での数値解析の結果を示すグラフである。

【図9】図1の実施形態を2000kW級カスタービンに適用するときの発電効率、温熱回収量の部分負荷特性を示すグラフである。

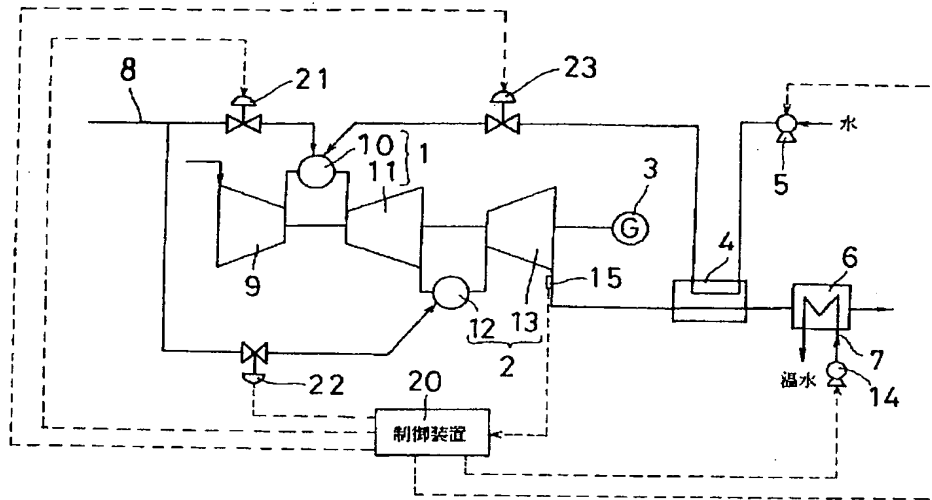
【図10】図1の実施形態を2000kW級カスタービンに適用するときの発電出力に対する一段側カスタービン11の入口温度、二段側カスタービン13への入口温度および出口温度と、水蒸気添加量との関係を示すグラフである。

【図11】図1の実施形態で、一段燃焼の蒸気発生量を10とした場合の二段燃焼での蒸気発生量、有効エクセルギ効率、発電効率、および総合熱効率の変化をそれぞれ示すグラフである。

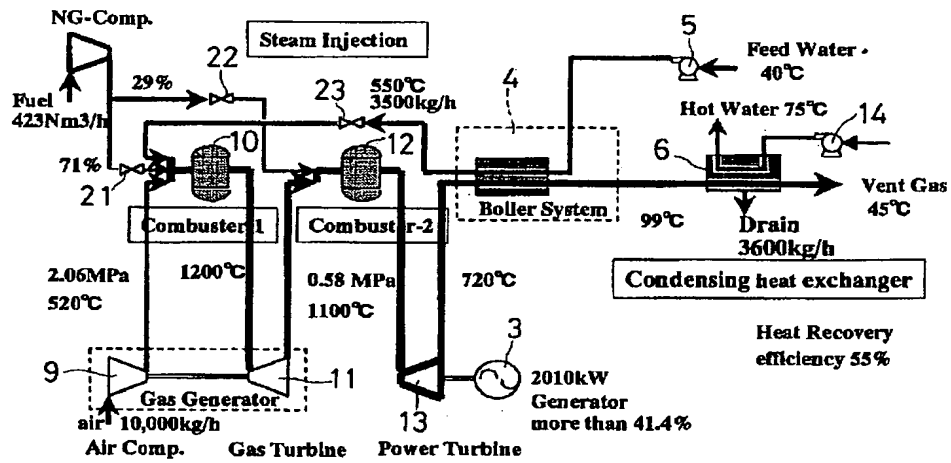
【符号の説明】

- 1 一段側カスタービン装置
- 2 二段側カスタービン装置
- 3 発電機
- 4 排熱ボイラ
- 6 潜熱回収器
- 9 空気圧縮機
- 10 一段側燃焼器
- 11 一段側カスタービン
- 12 二段側燃焼器
- 13 二段側カスタービン
- 15 温度検出器
- 20 制御装置
- 21 第1燃料弁
- 22 第2燃料弁
- 23 水蒸気弁
- 30 カスタービン本体
- 40 燃焼実験装置

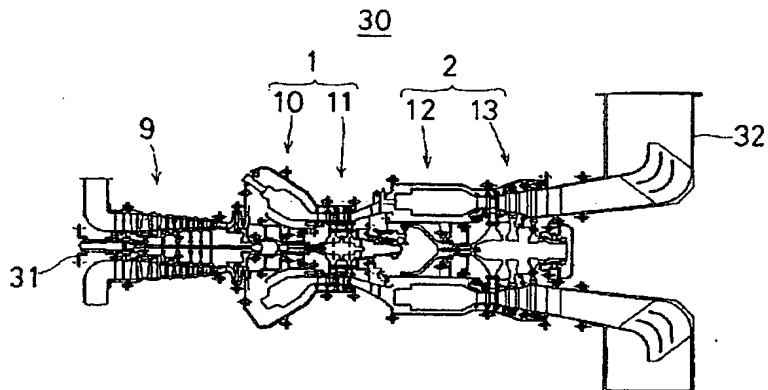
【図 1】



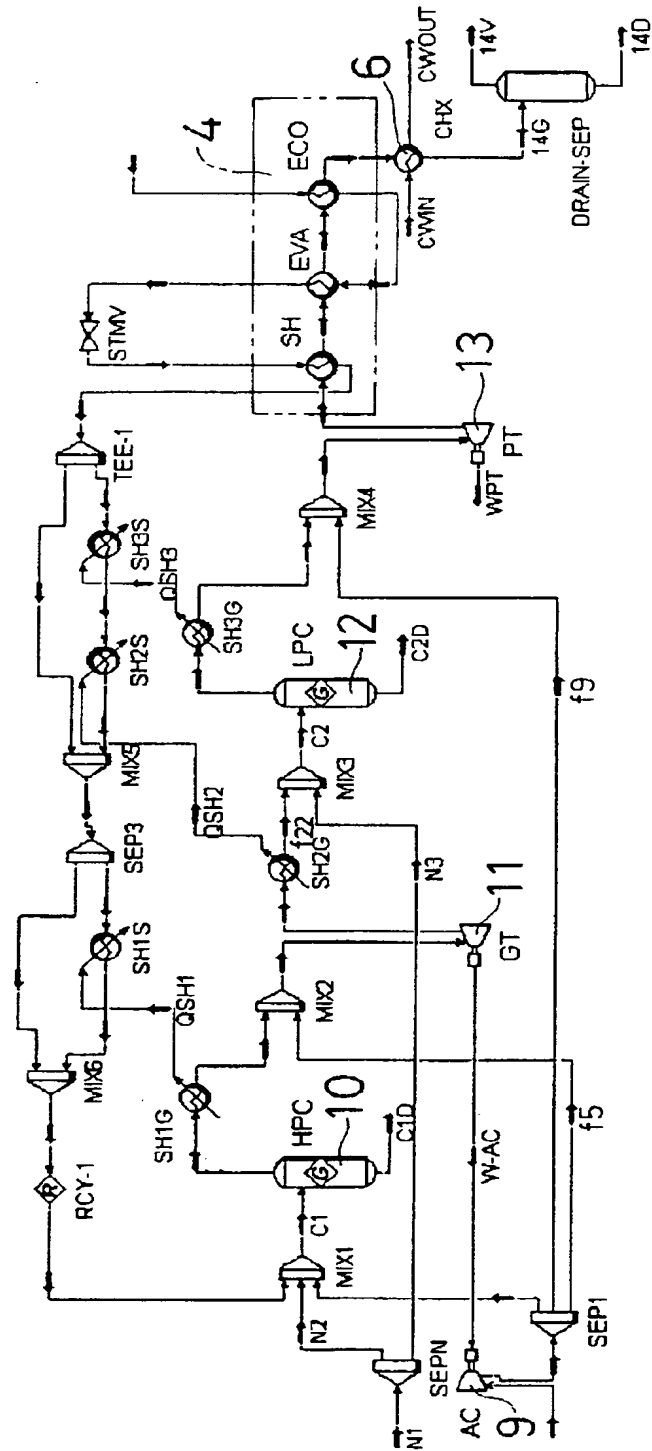
【図 2】



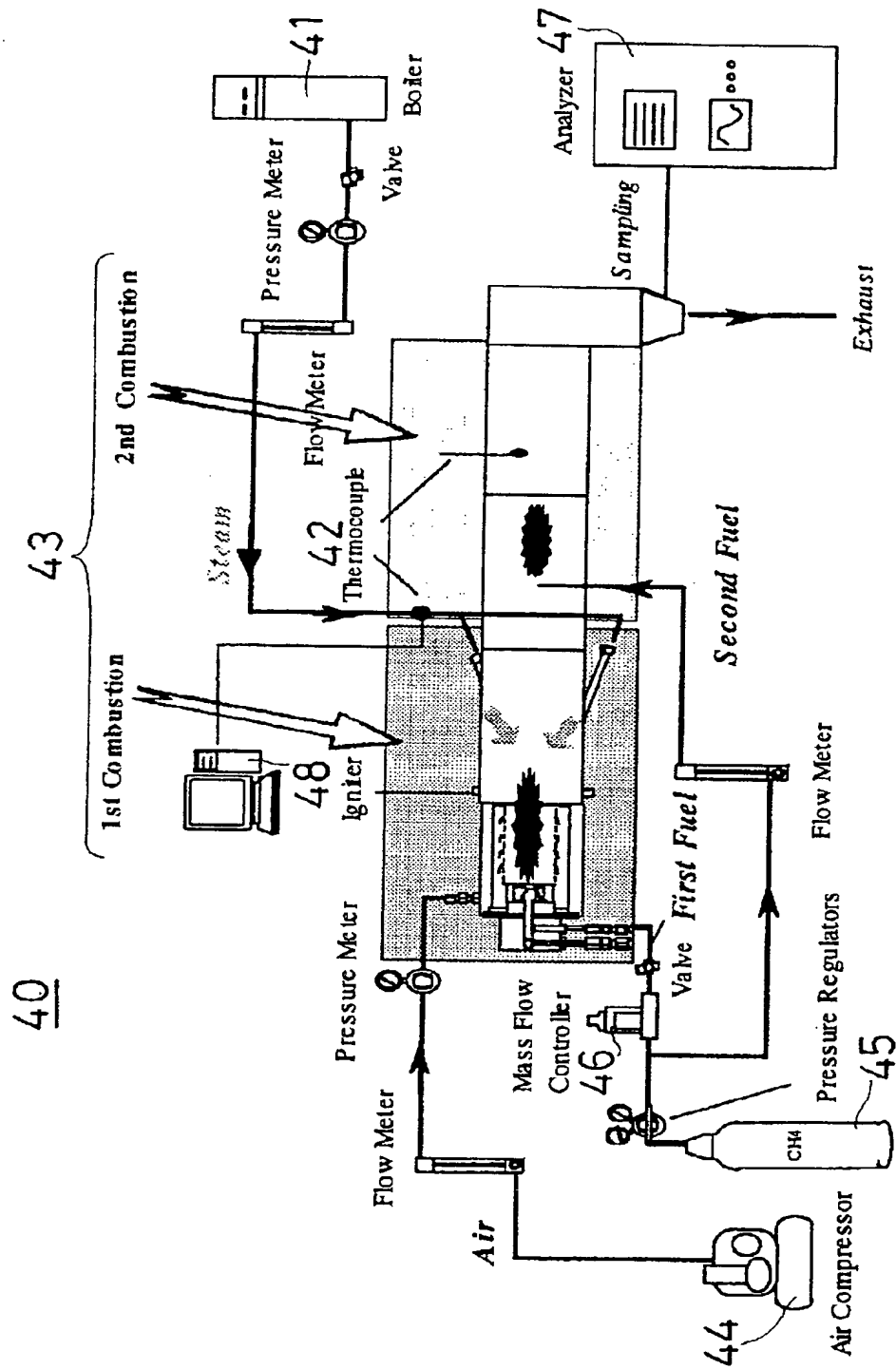
【図 3】



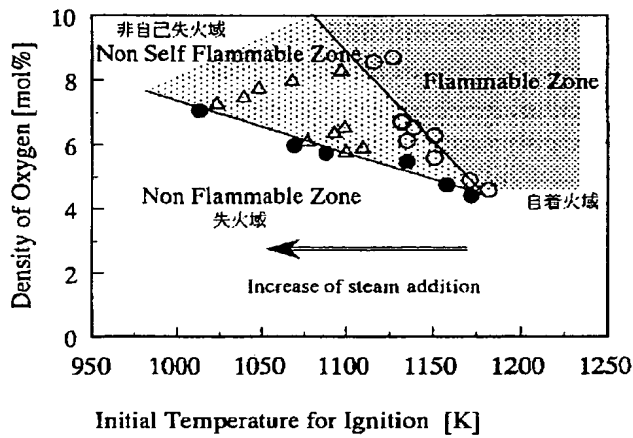
【図4】



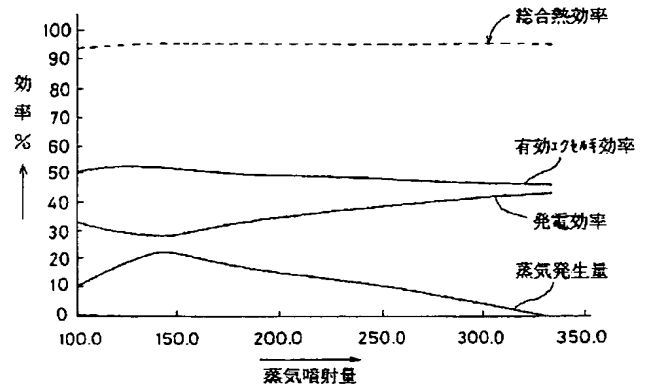
【図5】



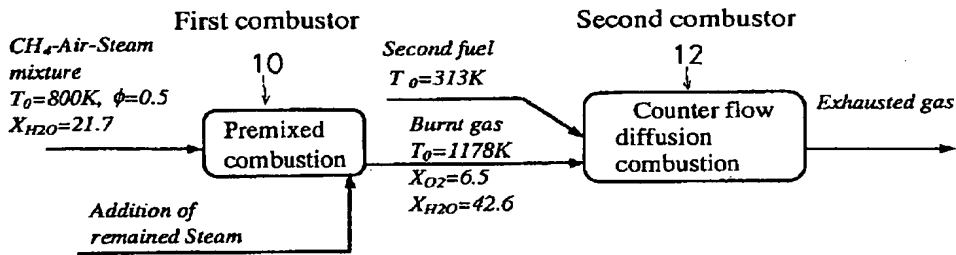
【図 6】



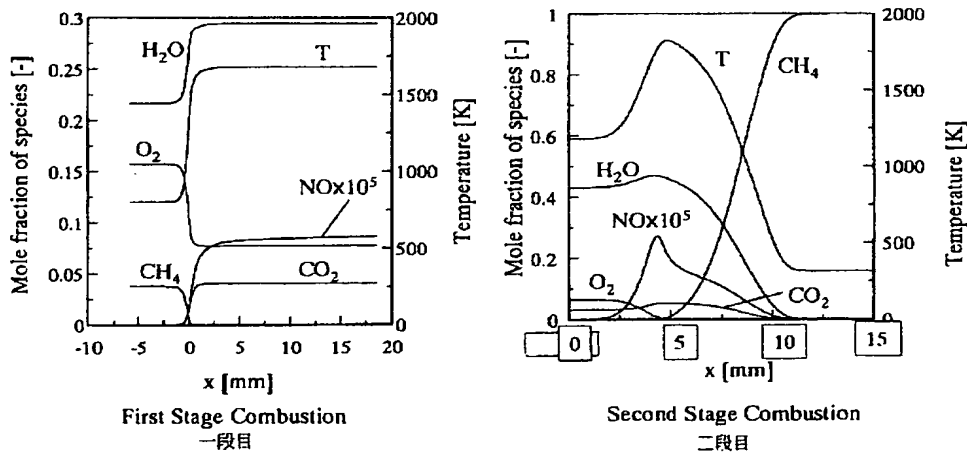
【図 11】



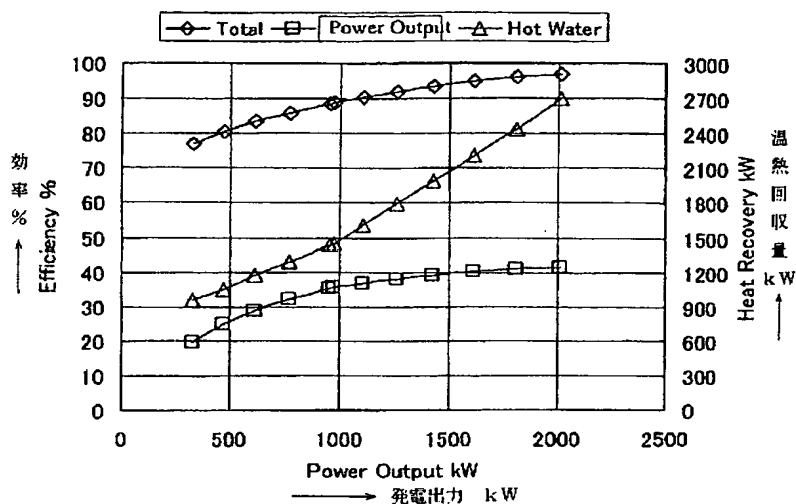
【図 7】



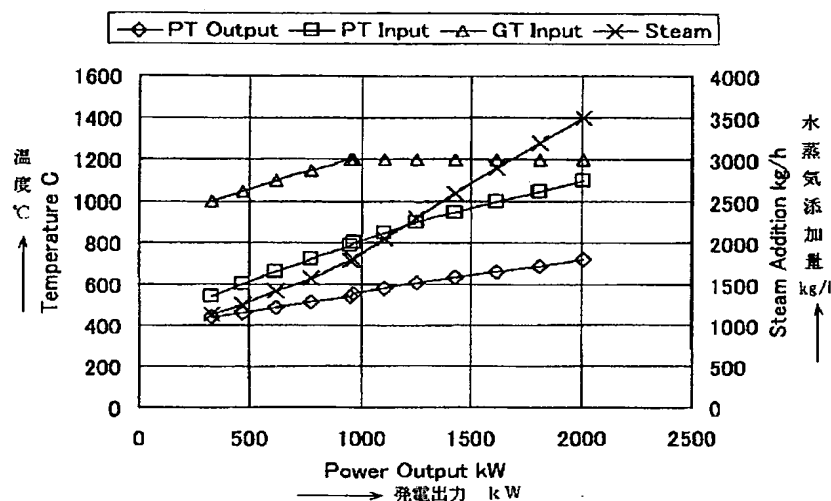
【図 8】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.⁷F 0 2 C 7/16
9/28

識別記号

F I

F 0 2 C 7/16
9/28

テームト* (参考)

Z
C

(72) 発明者 久保田 泰基

大阪府大阪市中央区平野町四丁目 1 番 2 号
大阪瓦斯株式会社内

(72) 発明者 新井 紀男

愛知県名古屋市千種区不老町 名古屋大学
高温エネルギー変換研究センター内

(72) 発明者 趙 黛青

愛知県名古屋市千種区不老町 名古屋大学
高温エネルギー変換研究センター内

(72) 発明者 古畑 朋彦

愛知県名古屋市千種区不老町 名古屋大学
高温エネルギー変換研究センター内